

## PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 07-139511

(43)Date of publication of application : 30.05.1995

(51)Int.Cl.

F15B 11/028  
E02F 3/43  
E02F 9/20  
F15B 11/00

(21)Application number : 05-307254

(71)Applicant : KOMATSU LTD

(22)Date of filing : 12.11.1993

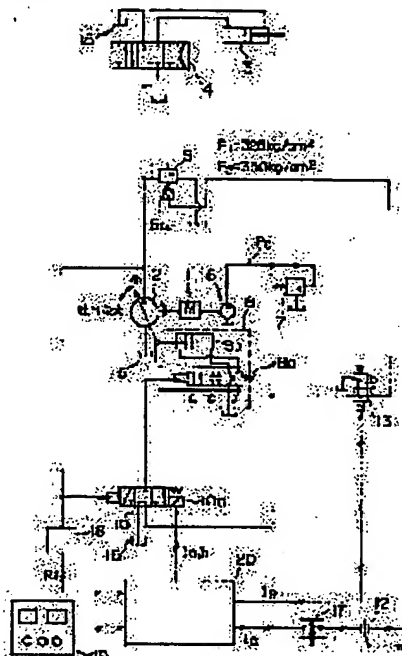
(72)Inventor : YANAGISAWA MASAKAZU

## (54) AUTOMATIC SEQUENTIAL PRESSURE RAISING SYSTEM OF OIL HYDRAULIC CIRCUIT

## (57)Abstract:

PURPOSE: To greatly reduce the peak pressure at the time of relief and improve the durability of a hydraulic apparatus by outputting to a set pressure changer the setting signal of second set pressure which is higher than first set pressure after a specific time after a controller has inputted the signal of the first set pressure from a discharge pressure detector.

CONSTITUTION: As compared with the old system, a controller, a push button and an element relating to a cutoff valve are omitted, and a cutoff release switch 17, a discharge pressure detector 18, a monitor 19 and a controller 20 are added. The controller 20 inputs a discharge signal Ri from the discharge pressure detector 18, work mode signals of heavy digging work, digging work or the like from the monitor 19 and a cutoff release signal IC from the outoff release switch 17, and outputs a reduced torque signal Io or a regulation torque signal Ii to the solenoid 10a of a torque variable valve 10, a pressure rise signal IR to the solenoid of a solenoid type opening/closing valve 13. As a result, the durability of a hydraulic apparatus is improved by reducing peak pressure at the time of relief, and at the same time work environment is improved by reducing noise.



## LEGAL STATUS

[Date of request for examination] 10.09.1997

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number] 3072818

[Date of registration] 02.06.2000

BEST AVAILABLE COPY

[Number of appeal against examiner's decision  
of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's  
decision of rejection]

[Date of extinction of right] 02.06.2003

Copyright (C); 1998,2003 Japan Patent Office

## \* NOTICES \*

JPO and NCIP are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

- 1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
- 2.\*\*\* shows the word which can not be translated.
- 3.In the drawings, any words are not translated.

---

**CLAIMS**


---

**[Claim(s)]**

[Claim 1] The automatic sequential pressure-up system of the hydraulic circuit characterized by consisting of a set-pressure means for switching switched to the set pressure of the high-tension side one by one after detecting that the relief operating time detector which detects the time amount to which the relief valve set as two or more steps and this relief valve relieved the maximum high pressure of a hydraulic circuit continuously in the predetermined set pressure, and this relief operating time detector carried out predetermined time relief by the set pressure of the low-tension side.

[Claim 2] The variable-capacity mold hydraulic pump for driving an actuator, and the capacity control unit of this hydraulic pump, So that it may become the monotonically decreasing function it is uniquely decided to the discharge pressure of the hydraulic pump detected by the source of control pressure of this capacity control unit, the discharge-pressure detector of said hydraulic pump, and this discharge-pressure detector that the capacity of a hydraulic pump will be The absorption torque control valve which decompresses former \*\* of said source of control pressure, and is supplied to said capacity control unit, In the control unit of a hydraulic circuit which consists of the two-step relief valve which sets the maximum high pressure of said hydraulic pump as two steps, a set-pressure change-over machine of this two-step relief valve, and a controller which controls the change-over signal which supplies this set-pressure change-over machine Said controller is the automatic sequential pressure-up system of the hydraulic circuit characterized by outputting the second set-pressure setting signal higher than the first set pressure in a set-pressure change-over vessel after predetermined time after inputting the first set-pressure signal from a discharge-pressure detector.

[Claim 3] The variable-capacity mold hydraulic pump for driving an actuator, and the capacity control unit of this hydraulic pump, In the source of control pressure of this capacity control unit, the discharge-pressure detector of said hydraulic pump, and a predetermined absorption torque signal The first absorption torque curve as which the capacity of a hydraulic pump is uniquely decided to the discharge pressure of the hydraulic pump detected by this discharge-pressure detector serves as a monotonically decreasing function. capacity [ in / to the same discharge pressure of a hydraulic pump / by switching said predetermined absorption torque signal / said first absorption torque curve ] — the specified quantity — by small capacity So that the second absorption torque curve decided uniquely may serve as a monotonically decreasing function The absorption torque control valve which decompresses former \*\* of said source of control pressure, and is supplied to said capacity control unit, The two-step relief valve which sets the highest set pressure of said hydraulic pump as two steps, and the set-pressure change-over machine of this two-step relief valve, In the control unit of a hydraulic circuit which consists of a controller which controls the change-over signal supplied to the solenoid of said absorption torque control valve, and the set-pressure change-over machine of a two-step relief valve When the pressure signal below the first highest set pressure is inputted from a discharge-pressure detector, while said controller switches the convention absorption torque signal describing said first absorption torque curve to the reduction absorption torque signal describing the second absorption torque curve The automatic sequential pressure-up

system of the hydraulic circuit characterized by outputting the second set-pressure setting signal higher than the first set pressure in a set-pressure change-over vessel from this controller after predetermined time when the pressure signal of the first set pressure is inputted.

[Claim 4] The automatic sequential pressure-up system of the hydraulic circuit of claim 3 characterized by canceling a reduction absorption torque signal of this controller to the solenoid of said absorption torque control valve, and outputting a convention absorption torque signal while said controller has inputted the discharge signal from the canceling switch for canceling said reduction absorption torque signal and making it return to a convention absorption torque signal, and this canceling switch.

[Claim 5] Said monotonically decreasing function is the automatic sequential pressure-up system of the hydraulic circuit of claim 2 with the fixed product of the capacity of a hydraulic pump, and the discharge pressure of a hydraulic pump.

[Claim 6] Said two monotonically decreasing functions are the automatic sequential pressure-up system of the hydraulic circuit of claim 3 with the fixed product of the capacity of a hydraulic circuit, and the discharge pressure of a hydraulic pump.

[Claim 7] The automatic sequential pressure-up system of the hydraulic circuit of claim 2 which decompresses former \*\* of said source of control pressure, and is supplied to said capacity control unit so that the horsepower curve it is decided uniquely that the amount of discharge flow of a hydraulic pump will be may serve as a monotonically decreasing function to the discharge pressure of the hydraulic pump detected by said discharge-pressure detector.

[Claim 8] In the predetermined absorption torque signal supplied to the solenoid of the absorption torque control valve of said hydraulic pump The first horsepower curve as which the amount of discharge flow is decided uniquely serves as a monotonically decreasing function to the discharge pressure of said hydraulic pump. the amount [ in / to the same discharge pressure of a hydraulic pump / by switching said predetermined absorption torque signal / said first horsepower curve ] of discharge flow — the specified quantity — in the small amount of discharge flow The automatic sequential pressure-up system of the hydraulic circuit of claim 3 which decompresses former \*\* of said source of control pressure, and is supplied to said capacity control unit so that the second horsepower curve decided uniquely may serve as a monotonically decreasing function.

---

[Translation done.]

## \* NOTICES \*

JPO and NCIP are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.

2.\*\*\* shows the word which can not be translated.

3.In the drawings, any words are not translated.

---

DETAILED DESCRIPTION

---

## [Detailed Description of the Invention]

## [0001]

[Industrial Application] This invention makes a relief valve relieve by the first set pressure first, when an overload acts on an actuator during an activity. When an overload acts on an actuator during an activity especially about the automatic sequential pressure-up system of the hydraulic circuit makes it relieve by the second set pressure higher than the first set pressure, and it was made to decrease the peak pressure at the time of relief after predetermined time, By making it relieve, since oil pressure energy is decreased as it makes a relief valve relieve by the first set pressure first, and it is made to relieve by the second set pressure higher than the first set pressure, since the discharge quantity of a hydraulic pump is decreased after predetermined time It is related with the automatic sequential pressure-up system of the hydraulic circuit decreases the peak pressure at the time of relief, and it was made to raise the endurance of the hydraulic equipment.

## [0002]

[Description of the Prior Art] Drawing in which drawing 5 - drawing 9 being drawings showing a Prior art, and showing the control circuit of a hydraulic excavator [ in / in drawing 5 / a Prior art (Japanese Patent Application No. 4-40519) ], Drawing showing the relation of the discharge pressure of a hydraulic pump and capacity, [ in / in drawing 6 / the control circuit of drawing 5 ]. Drawing showing the discharge pressure of a hydraulic pump and the relation of the amount of discharge flow to the control circuit of drawing 5 , drawing showing the relation between the discharge pressure of the hydraulic pump at the time of a sudden load operation [ in / in drawing 8 / the control circuit of drawing 5 ] and pump capacity, and drawing 9 are drawings showing aging of the discharge pressure of the hydraulic pump in drawing 8 . [ drawing 7 ]

[0003] next, it can set to drawing 5 — control circuit \*\*\*\*\* explanation is given. The control pressure pump which drives an actuation valve for the variable-capacity mold hydraulic pump which drives 1 with an engine and drives 2 with an engine 1, the boom cylinder whose 3 is one of the actuators, and 4 to control a boom cylinder 3, the two-step relief valve as which 5 specifies the peak price of the discharge pressure of a hydraulic pump 2, and 5a in the cylinder for setting pressure of the two-step relief valve 5, and drives 6 with an engine 1, and 7 are the relief valves for holding the discharge pressure of the control pressure pump 6 uniformly Moreover, as for a power source, and 13 and 14, for the cut off valve as which the hydraulic-pump capacity control unit with which 8 consists of servo-valve 8a and servo-cylinder 8b, and 9 specify the peak price of the discharge pressure of a hydraulic pump 2 before the two-step relief valve 5 operates, the solenoid by which the absorption torque control valve of a hydraulic pump 2 and 10a change the absorption torque of the absorption torque control valve 10 according to the input signal in 10, and 11, the push button for a digging force rise and 12 are [ a solenoid type closing motion valve and 15 ] tanks.

[0004] Drawing 6 and drawing 7 explain an activity in case a slow load acts in said Prior art.

Since the electrical potential difference of a power source 12 is not impressed to the solenoid of the solenoid type closing motion valves 13 and 14 when a hydraulic excavator carries out the usual excavation work according to the regular digging force, the solenoid type closing motion

valves 13 and 14 are operated in each b location. therefore, controlling agency \*\* PC uniformly held by the relief valve 7 of the control pressure pump 6 the two-step relief valve 5 and a cut off valve 9 — since each cylinder 5a and 9b for setting pressure is not supplied, while five is set as the two-step relief valve P1 (for example, 325kg/cm<sup>2</sup>) — cut off valve nine P1 It switches to b location by low cut-off \*\*, and the discharge pressure of a hydraulic pump is cut off.

[0005] Moreover, controlling agency \*\* PC by which said control pressure pump 6 was held uniformly By the absorption torque control valve 10 With the discharge pressure P of a hydraulic pump 2, and the setting signal from the absorption torque setter which is not illustrated in the controller 16 outputted to solenoid 10a As shown in drawing 6 , it is the absorption torque T1 (if the proper volume of a hydraulic pump and T are made into the absorption torque of a hydraulic pump and k is made into a proportionality constant for the discharge pressure of a pump, and V, P) of a hydraulic pump 2. It decompresses so that  $T=kPV$  may become fixed, and it acts on the pilot cylinder of servo-valve 8a of the capacity control device 8 of a hydraulic pump 2 through a cut off valve 9. Therefore, controlling agency \*\* PC of the control pressure pump 6 which servo-valve 8a is operated according to the pilot pressure which acts on this pilot cylinder, and is decompressed according to the control input of this servo-valve 8a Servo-cylinder 8b is supplied and the capacity of a hydraulic pump 2 is controlled.

[0006] Moreover, according to the sum of the bottom fluid pressure of this cut off valve 9, and the discharge pressure of a hydraulic pump 2, a cut off valve 9 decompresses the output pressure of the absorption torque control valve 10, and supplies it to the pilot cylinder of servo-valve 8a of the capacity control device 8 of a hydraulic pump 2. Therefore, if the pump discharge pressure P rises on the pump discharge-pressure P-pump capacity V curve shown in drawing 6 Absorption torque T1 of a hydraulic pump It is controlled along with a curve and the discharge pressure P of a hydraulic pump is the set pressure P1 of the two-step relief valve 5. If somewhat low cut-off \*\* is reached a cut off valve 9 — b location — switching — the cut-off of a discharge pressure P — acting — the two-step relief valve 5 — set pressure P1 up to — oil pressure shovel working is performed in the condition of having gone up.

[0007] moreover, absorption torque  $T=kPV=$  of said hydraulic pump 2 — if both sides are multiplied by engine-speed N in fixed relational expression —  $TN=kPVN=$  — regularity — although relational expression is obtained, since  $TN=HP$  is the absorption horsepower of a hydraulic pump and  $VN=Q$  is the amount of discharge flow of a hydraulic pump, if K is made into a constant —  $HP=KP-Q=$  — regularity — relational expression is obtained. Namely,  $P-Q =$  it becomes fixed and the relation between P and Q is also the absorption torque T1 of the hydraulic pump of drawing 6 . It is HP1 to drawing 7 similarly. It becomes a hyperbola as shown.

[0008] Next, since the electrical potential difference of a power source 12 will be impressed to the solenoid of the set-pressure change-over machine 13 and the cut-off change-over machine 14 while pushing this push button 11 if the push button 11 in drawing 5 is pushed when an operator wants to raise the digging force during the excavation work by the hydraulic excavator, the solenoid type closing motion valves 13 and 14 are operated in each a location. therefore, controlling agency \*\* PC uniformly held by the relief valve 7 of the control pressure pump 6 the two-step relief valve 5 and a cut off valve 9 — in order to supply each cylinder 5a and 9b for setting pressure, while the set pressure of the two-step relief valve 5 goes up from P1 (for example, 325kg/cm<sup>2</sup>) to P2 (for example, 350kg/cm<sup>2</sup>), a cut off valve 9 switches to a location through spring 9c, and a cut-off function is canceled.

[0009] Moreover, controlling agency \*\* PC by which said control pressure pump 6 was held uniformly By the absorption torque control valve 10 With the discharge pressure P of a hydraulic pump 2, and the setting signal from the absorption torque setter which is not illustrated in the controller 16 outputted to solenoid 10a Absorption torque T2 of the hydraulic pump 2 as shown in drawing 6 In order to decompress so that it may become fixed, and to act on the pilot cylinder of servo-valve 8a of the capacity control device 8 of a hydraulic pump 2 through a cut off valve 9, Controlling agency \*\* PC of the control pressure pump 6 which servo-valve 8a is operated according to the pilot pressure which acts on this pilot cylinder, and is decompressed according to the control input of this servo-valve 8a Servo-cylinder 8b is supplied and the capacity of a hydraulic pump 2 is controlled.

[0010] thus — if a cut off valve 9 switches to a location by pushing a push button 11 in order that an operator may raise the digging force, while the cut-off function of a cut off valve 9 will be canceled — the set pressure of the two-step relief valve 5 — P1 from — P2 up to — the pump discharge-pressure P—pump capacity V curve top shown in drawing 6 since it goes up — set pressure P2 up to — it is controlled so that the absorption torque T2 (= kPV) of a hydraulic pump becomes fixed. Moreover, the discharge pressure P of a hydraulic pump and the relation of the amount Q of discharge flow are also the absorption torque T2 of the hydraulic pump of drawing 6. It is HP2 to drawing 7 similarly. It becomes a hyperbola as shown. Therefore, since the torque proportional to the area of the slash section in drawing 6 or the horsepower proportional to the area of the slash section in drawing 7 increases while pushing the push button 11, for example, if a push button 11 is pushed in excavation work, the discharge pressure P (digging force) in all the range of the discharge quantity Q of a hydraulic pump (activity machine rate) is raised, and improvement in working capacity can be aimed at.

[0011]

[Problem(s) to be Solved by the Invention] However, since the horsepower in the shadow area in drawing 7 becomes usable and the activity machine force can be raised in the activity machine rate whole region in said Prior art, while \*\*\*\*\* can do working efficiency — the set pressure of a relief valve — P1 from — P2 Since it is switched A sudden load acts in an activity [ in / in the discharge quantity Q of a hydraulic pump / the large (a digging rate is early) range ], and it is a set pressure P2. When relieving, while big peak pressure occurs and reducing the life of the hydraulic equipment, there was a problem which the noise also becomes [ problem ] large and worsens an operator's work environment. If this is explained about drawing 8, when the pump capacity V will work between the greatest Q&As, When it collides with a stone with the big bucket of a hydraulic excavator and a rapid overload acts, the hydraulic-pump capacity V is the absorption torque curve T2. It does not move to N point from an A point through a top. For the hydraulic-pump capacity V, a pressure is P2 from an A point with the maximum capacity of Q points. After going up to L points, and going up to M peak pressure, relieving by the two-step relief valve 5, it comes to move to N point. That is, in order for a hydraulic pump 2 to be maximum capacity and to relieve in the state of the maximum discharge pressure (the maximum energy state), it is peak pressure P3. It became large and the above problems had occurred. In addition, drawing 9 is drawing showing aging while moving to N point, after the discharge pressure P of the hydraulic pump 2 in drawing 8 rises to peak pressure P3 (M points).

[0012]

[Means for Solving the Problem] It is what was made in order that this invention might solve the technical problem in said Prior art. The relief operating time detector which detects the time amount to which the relief valve set as two or more steps and this relief valve relieved the maximum high pressure of a hydraulic circuit continuously in the predetermined set pressure, The variable-capacity mold hydraulic pump for constituting from a set-pressure means for switching switched to the set pressure of a high tension side one by one, and driving an actuator especially, after detecting that this relief operating time detector carried out predetermined time relief by the set pressure of the low-tension side, The capacity control unit of this hydraulic pump, and the source of control pressure of this capacity control unit, So that it may become the monotonically decreasing function it is uniquely decided to the discharge pressure of the hydraulic pump detected by the discharge-pressure detector and this discharge-pressure detector of said hydraulic pump that the capacity of a hydraulic pump will be The absorption torque control valve which decompresses former \*\* of said source of control pressure, and is supplied to said capacity control unit, In the control unit of a hydraulic circuit which consists of the two-step relief valve which sets the maximum high pressure of said hydraulic pump as two steps, a set-pressure change-over machine of this two-step relief valve, and a controller which controls the change-over signal which supplies this set-pressure change-over machine After said controller inputted the first set-pressure signal from the discharge-pressure detector, it was constituted after predetermined time so that the second set-pressure setting signal higher than the first set pressure might be outputted to a set-pressure change-over machine. Relation with the fixed product of the capacity of a hydraulic pump and the discharge pressure of a

hydraulic pump is sufficient as said monotonically decreasing function.

[0013] Moreover, the variable-capacity mold hydraulic pump for driving an actuator and the capacity control unit of this hydraulic pump, In the source of control pressure of this capacity control unit, the discharge-pressure detector of said hydraulic pump, and a predetermined absorption torque signal The first absorption torque curve as which the capacity of a hydraulic pump is uniquely decided to the discharge pressure of the hydraulic pump detected by this discharge-pressure detector serves as a monotonically decreasing function. capacity [ in / to the same discharge pressure of a hydraulic pump / by switching said predetermined absorption torque signal / said first absorption torque curve ] — the specified quantity — by small capacity So that the second absorption torque curve decided uniquely may serve as a monotonically decreasing function The absorption torque control valve which decompresses former \*\* of said source of control pressure, and is supplied to said capacity control unit, The two-step relief valve which sets the highest set pressure of said hydraulic pump as two steps, and the set-pressure change-over machine of this two-step relief valve, In the control unit of a hydraulic circuit which consists of a controller which controls the change-over signal supplied to the solenoid of said absorption torque control valve, and the set-pressure change-over machine of a two-step relief valve When the pressure signal below the first highest set pressure is inputted from a discharge-pressure detector, while said controller switches the convention absorption torque signal describing said first absorption torque curve to the reduction absorption torque signal describing the second absorption torque curve When the pressure signal of the first set pressure was inputted, it constituted so that the second set-pressure setting signal higher than the first set pressure might be outputted to a set-pressure change-over machine from this controller after predetermined time. Relation with the fixed product of the capacity of a hydraulic pump and the discharge pressure of a hydraulic pump is sufficient as said each two monotonically decreasing functions.

[0014] While said controller has inputted the discharge signal from the canceling switch for canceling said reduction absorption torque signal and making it return to a convention absorption torque signal, and this canceling switch, you may constitute so that a reduction absorption torque signal may be canceled of this controller to the solenoid of said absorption torque control valve and a convention absorption torque signal may be outputted.

[0015] So that the horsepower curve it is decided uniquely that the amount of discharge flow of a hydraulic pump will be may serve as a monotonically decreasing function to the discharge pressure of the hydraulic pump detected by said discharge-pressure detector Moreover, it sets to the predetermined absorption torque signal supplied to the solenoid of the absorption torque control valve of said hydraulic pump. The first horsepower curve as which the amount of discharge flow is decided uniquely serves as a monotonically decreasing function to the discharge pressure of said hydraulic pump. the amount [ in / to the same discharge pressure of a hydraulic pump / by switching said predetermined absorption torque signal / said first horsepower curve ] of discharge flow — the specified quantity — you may constitute from a small amount of discharge flow so that the second horsepower curve decided uniquely may serve as a monotonically decreasing function.

[0016]

[Function] Next, an operation of said configuration is explained. If an overload acts on an actuator during an activity, after relieving a relief valve by the first set pressure of the low-tension side, it will be first relieved by the second set pressure higher than this first set pressure after predetermined time. Since it relieves by the set pressure of the high-tension side one by one when a set pressure is three or more steps, compared with the time of relieving by the highest set pressure at once, the peak pressure at the time of relief can be decreased sharply. Since the second set-pressure signal higher than this first set pressure is outputted to a set-pressure change-over machine and it was made to carry out the pressure up of the set pressure of a two-step relief valve after predetermined time after the controller inputted the first set-pressure signal from the discharge-pressure detector of a hydraulic pump especially When an overload acts on an actuator during an activity, while carrying out predetermined time relief by the first set pressure with a lower two-step relief valve, so that the capacity of a hydraulic pump

may serve as a monotonically decreasing function to a discharge pressure Since it is controlled by the absorption torque control valve which decompresses former \*\* of the source of control pressure, and is supplied to a capacity control unit, hydraulic pumps decrease in number in said predetermined time to the capacity corresponding to the first set pressure in a monotonically decreasing function. Therefore, rather than the second set pressure, even if it goes up to the first set pressure momentarily while it has been a large capacity while a hydraulic pump is working, when a rapid overload acts on a hydraulic pump, and it starts relief, since the oil pressure energy relieved since it is low voltage is decreasing, the first set pressure can stop peak pressure small. Moreover, after starting relief, even if it goes up to the first set pressure, and it raises a relief set pressure from it from the first set pressure to the second high-pressure set pressure after predetermined time, while the oil pressure energy relieved since the capacity of a hydraulic pump is decreasing is decreasing, since the time rate of change of a pressure up is small, peak pressure when the pressure up of the two-step relief valve is carried out to the second set pressure can be decreased.

[0017] Or when a controller inputs the pressure signal of the first less than set pressure from the discharge-pressure detector of a hydraulic pump, While outputting the reduction absorption torque signal switched to the second absorption torque curve smaller than the first absorption torque curve drawn on the discharge-pressure-capacity coordinate of a hydraulic pump from a controller to the solenoid of an absorption torque control valve When a controller inputs the first set-pressure signal from a discharge-pressure detector, after predetermined time, the second set-pressure signal higher than the first set pressure is outputted to a set-pressure change-over machine from this controller, and the pressure up of the set pressure of a two-step relief valve is carried out.

[0018] Therefore, when an overload acts on an actuator during an activity, while being switched to the second absorption torque curve smaller than the absorption torque curve of absorption TO first on the discharge-pressure-capacity curve of a hydraulic pump by the absorption torque control valve from the pressure of the first less than set pressure and carrying out predetermined time relief by the first set pressure with a lower two-step relief valve, hydraulic pumps decrease in number to the capacity corresponding to the first set pressure on said second absorption torque curve.

[0019] Thus, after hydraulic pumps decrease in number to the capacity corresponding to the first set pressure in the second absorption torque curve, even if it raises a relief set pressure from it from the first set pressure to the second high-pressure set pressure By the capacity corresponding to the first set pressure in the first absorption torque curve with a larger capacity of a hydraulic pump than the second absorption torque curve Peak pressure when the oil pressure energy relieved compared with the case where a relief set pressure is raised, to the second high-pressure set pressure will decrease more and the pressure up of the two-step relief valve is carried out to the second set pressure by the first set pressure to it can be decreased more. In addition, generally said each monotonically decreasing function is set as the relation which the product of the capacity of a hydraulic pump and a discharge pressure approximated to regularity or it.

[0020] Moreover, the canceling switch for canceling said reduction absorption torque signal and making it return to a convention absorption torque signal, If it constitutes so that a reduction absorption torque signal may be canceled of this controller to the solenoid of said absorption torque control valve and a convention absorption torque signal may be outputted while said controller has inputted the discharge signal from this canceling switch It can work by the second set pressure on the first absorption torque curve with a canceling switch to work gathering speed to a slight degree, when having relieved by the second set pressure on said second absorption torque curve by the overload during an activity.

[0021] If it constitutes so that the horsepower curve it is decided uniquely that the amount of discharge flow of a hydraulic pump will be or the first horsepower curve, and the second horsepower curve may serve as a monotonically decreasing function to the discharge pressure of the hydraulic pump detected by said discharge-pressure detector, the absorption horsepower of a hydraulic pump is controllable to a predetermined value like the absorption torque of said

hydraulic pump.

[0022]

[Example] Hereafter, the example of this invention is explained in full detail by the accompanying drawing. Drawing 1 - drawing 4 are drawings showing the example of this invention, the same sign is given to said Prior art and a common component, and explanation of the configuration and an operation is omitted. Drawing showing the control circuit of a hydraulic excavator [ in / in drawing 1 / the example of this invention ], drawing showing the detail of a controller [ in / in drawing 2 / the control circuit of drawing 1 ], drawing showing the discharge pressure P of a hydraulic pump [ in / in drawing 3 / the control circuit of drawing 1 ] and relation with the pump capacity V, and drawing 4 are drawings showing aging of the discharge pressure P of the hydraulic pump at the time of acting the sudden load of drawing 3.

[0023] Next, the oil pressure control circuit in drawing 1 is explained. Drawing 1 is the same as drawing 5 except omitting the element of cut-off-valve 9 relation, a push button 11, and a controller 16, and adding the cut-off canceling switch 17, the discharge-pressure detector 18, a monitor 19, and a controller 20 to the Prior art shown in drawing 5. Setting to drawing 1, a controller 20 is the discharge-pressure signal  $P_i$  from the discharge-pressure detector 18. Activity mode signals, such as heavy excavation work from a monitor 20, and excavation work, and cut-off discharge signal IC from the cut-off canceling switch 17 It inputs and they are the reduction torque signal I0 or the convention torque signal I1 to solenoid 10a of the torque adjustable valve 10. It is the pressure-up signal IR to the solenoid of the solenoid type closing motion valve 13. It outputs.

[0024] Drawing 2 is drawing showing the detail of a controller 20, 21 is a comparator, and it is the discharge-pressure signal  $P_i$  from the discharge-pressure detector 18. For example, set-pressure  $P_2 = 350 \text{ kg/cm}^2$  It compares and is  $P_i \geq P_2$ . If it becomes, a YES signal "Y" is outputted, and when that is not right, NO signal "N" will be outputted. 22 is a timer, and if a YES signal "Y" is outputted after [ of  $T_t =$  ] 0.5 seconds and NO signal "N" from a comparator 21 is inputted after inputting the YES signal "Y" from a comparator 21 for example, it will be reset. if 23 is a switch and the YES signal "Y" from a timer 22 is inputted — a power source 24 to the two-step relief valve 5 —  $P_2 = 350 \text{ kg/cm}^2$  Pressure-up signal IR for setting up the time of outputting to the solenoid type closing motion valve 13, and the YES signal "Y" from a timer 22 not inputting — pressure-up signal IR It cuts. 25 is a comparator and is the discharge-pressure signal  $P_i$  from the discharge-pressure detector 18. For example,  $P_0 = 315 \text{ kg/cm}^2$  It compares and is  $P_i \geq P_0$ . It solves and a YES signal "Y" is outputted.

[0025] the time of 26 being a switch and inputting the YES signal "Y" of a comparator 25 — the reduction torque signal generator 27 to reduction torque signal I0 solenoid 10a of the absorption torque control valve 10 — outputting — NO signal "N" from a comparator 21, or cut-off discharge signal IC from the cut-off canceling switch 11 the time of inputting — the convention torque signal generator 28 to convention torque signal I1 It outputs to solenoid 10a of the absorption torque control valve 10. Reduction torque signal I0 which said reduction torque signal generator 27 outputs Discharge-pressure signal  $P_i$  It inputs. The reduction torque curve T0 which the product of a discharge pressure P and the pump capacity V shows to drawing 3 = convention torque signal I1 which is the value which becomes fixed and the convention torque signal generator 28 outputs Discharge-pressure signal  $P_i$  It inputs. The convention torque curve T1 which the product of a discharge pressure P and the pump capacity V shows to drawing 3 = it is the value which becomes fixed.

[0026] Next, an operation of drawing 1 and drawing 2 is explained with drawing 3. The discharge-pressure detector 18 detects the discharge pressure P of a hydraulic pump 2, and it is the discharge-pressure signal  $P_i$ . When it outputs to a controller 20, it is  $P_2 = 350 \text{ kg/cm}^2$  at a comparator 21. It is compared and a discharge pressure P is  $350 \text{ kg/cm}^2$ . While the "N" signal is outputted to a timer 22 and a switch 26 as it is low voltage, and resetting a timer 22, it is the convention torque signal I1 of a switch 26 to the convention torque signal generator 27. It switches so that it may output. Therefore, a hydraulic pump 2 is the convention torque curve T1 in drawing 3. It operates in a top.

[0027] For example, while the oil pressure force of drawing 3 is carrying out [ the hydraulic pump

2 ] excavation work by the maximum pump capacity by the A point, when a sudden load acts in a stone with a big bucket etc., it is the convention torque curve T1. It does not reach and relieve at D point via a top, but it sets via F points momentarily at a B point, and is  $P1 = 325 \text{ kg/cm}^2$ . Relief is started. moreover — F points — a discharge pressure P —  $P0 = 315 \text{ kg/cm}^2$  the signal "Y" which this comparator 25 outputs since it becomes — the reduction torque generator 27 to the switch 26 — going — reduction torque signal I0 It is outputted to solenoid 10a of the torque adjustable valve 10. Therefore, said discharge pressure P which reached momentarily at the B point is set-pressure  $P1 = 325 \text{ kg/cm}^2$ . It is peak pressure P4, relieving. It moves to J point via becoming C point and D point.

[0028] Since the time amount from said B point to J point is set up fewer than 0.5 seconds, A discharge pressure P is set-pressure  $P1 = 325 \text{ kg/cm}^2$ . 0.5 seconds after reaching, the "Y" signal inputs into a switch 23 from a timer 22. It is a controller 20 to the two-step relief valve 5  $P2 = 350 \text{ kg/cm}^2$  Pressure-up signal IR for setting up If outputted to the solenoid type closing motion valve 13 Former \*\* PC kg/cm<sup>2</sup> of the source of control pressure Since cylinder 5a for setting pressure of the two-step relief valve 5 is supplied, the two-step relief valve 5 is  $350 \text{ kg/cm}^2$ . It is set up. therefore, drawing 3 — setting — J point to set-pressure  $P2 = 350 \text{ kg/cm}^2$  while relieving by K points — peak pressure PK up to — peak pressure P3 shown in drawing 8 since it goes up, it will be in a relief condition by K points after carrying out pressure vibration, but oil pressure energy is decreasing when the discharge quantity of a pump falls in this condition If it compares, it will become very low peak pressure. [0029] Thus, it is the cut-off discharge signal IC to the switch 26 if the cut-off canceling switch 17 is pushed in a relief condition by K points, while pushing this cut-off canceling switch 17. In order to act, it goes via a switch 26 from the convention torque signal generator 28, and it is the convention torque signal I1. It is outputted to solenoid 10a of the absorption torque control valve 10. Therefore, it sets to drawing 3 and is set-pressure  $P2 = 350 \text{ kg/cm}^2$ . In order to move to E points from K points, relieving, it is peak pressure PE. Although it generates, if a bucket will be in flight readiness, a digging rate can be gathered and working capacity can be raised. If a hand is lifted from the cut-off canceling switch 11, it will be set-pressure  $P2 = 350 \text{ kg/cm}^2$ . K point return and lily froth can be reduced from E points, relieving. in addition — although controlled by the relation in which the discharge pressure P of a hydraulic pump and a product with the pump capacity V become fixed in drawing 3 — this  $P \cdot V =$  — you may be the monotonically decreasing function approximated to a fixed hyperbola in two or more straight lines. Drawing 4 is the peak pressure P4 in drawing 3. PE It is drawing showing the situation of aging.

[0030] as mentioned above — the example shown in drawing 1 - drawing 4 — drawing 3 — setting —  $P=P0$  the absorption torque of F becoming points to a pump — convention absorption torque T1 from — reduction absorption torque T0 Although controlled to make it decrease Convention absorption torque T1 If same control is performed as, it will be  $P1 = 325 \text{ kg/cm}^2$  at G points from an A point. It is peak pressure P5, relieving. It moves to D point via H becoming points. Pressure-up signal PC  $P2 = 350 \text{ kg/cm}^2$  If it moves to E becoming points, it is peak pressure PE. It generates. This peak pressure PE Since the oil pressure energy to relieve is larger than said example, it is said peak pressure PK. It becomes high. moreover, the discharge pressure P of a hydraulic pump — detecting —  $P \cdot V =$  — although it is absorption torque  $T =$  fixed control of the pump which controls the pump capacity V so that it may become fixed — the rotational frequency N of a pump 2 — detecting — this rotational frequency signal nickel By outputting to a controller 20, it is possible to carry out absorption horsepower  $HP =$  fixed control of a pump as well as the relation of drawing 6 and drawing 7 which show a Prior art.

[0031]

[Effect of the Invention] Since this invention was constituted as above, it has the following effectiveness.

(1) While being able to decrease the peak pressure at the time of relief sharply compared with the time of relieving by the highest set pressure at once and raising the endurance of the hydraulic equipment since a relief valve switches from the low-tension side to the set pressure of the high-tension side for predetermined time of after [ every ] when an overload acts on an actuator during an activity, the noise can be reduced and work environment can be raised.

(2) When an overload acts on an actuator during an activity especially, after starting relief by the first set pressure of a two-step relief valve Since the oil pressure energy relieved even if it carries out a pressure up to the second set pressure higher than the first set pressure is decreasing after the capacity of a hydraulic pump decreases after predetermined time, while decreasing the peak pressure at the time of relief and raising the endurance of the hydraulic equipment The effectiveness of reducing the noise and raising work environment is remarkable.

(3) If specified quantity reduction of the absorption torque or the absorption horsepower of a hydraulic pump is carried out from the discharge pressure of the first less than set pressure of a two-step relief valve when an overload acts on an actuator during an activity After starting relief by the first set pressure of a two-step relief valve, in order that the capacity of a hydraulic pump may decrease further after predetermined time, While the oil pressure energy relieved even if it carries out a pressure up to the second set pressure higher than the first set pressure will decrease further, decreasing the peak pressure at the time of relief and raising the endurance of the hydraulic equipment, the effectiveness of reducing the noise and raising work environment is still more remarkable.

(4) When an overload acts on an actuator during an activity and it has relieved by the second set pressure on the first absorption torque curve, the second larger absorption torque curve than an absorption horsepower curve, or an absorption horsepower curve If the canceling switch for canceling an activity with the first absorption torque curve or absorption horsepower curve is operated to work gathering speed to a slight degree During the actuation, since it can work by the second set pressure on the second absorption torque curve or an absorption horsepower curve, working efficiency can be improved.

---

[Translation done.]

## \* NOTICES \*

JPO and NCIP are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.

2.\*\*\* shows the word which can not be translated.

3.In the drawings, any words are not translated.

---

## DESCRIPTION OF DRAWINGS

---

### [Brief Description of the Drawings]

[Drawing 1] It is drawing showing the control circuit of the hydraulic excavator in the example of this invention.

[Drawing 2] It is drawing showing the detail of the controller in the control circuit of drawing 1.

[Drawing 3] It is drawing showing the relation of the discharge pressure P of a hydraulic pump and pump capacity in the control circuit of drawing 1.

[Drawing 4] It is drawing showing aging of the discharge pressure P of the hydraulic pump in drawing 3.

[Drawing 5] It is drawing showing the control circuit of the hydraulic excavator in a Prior art (Japanese Patent Application No. 4-40519).

[Drawing 6] It is drawing showing the relation of the discharge pressure of a hydraulic pump and capacity in the control circuit of drawing 5.

[Drawing 7] It is drawing showing the relation of the discharge pressure of a hydraulic pump and pump capacity in the control circuit of drawing 5.

[Drawing 8] It is drawing showing the discharge pressure of the hydraulic pump at the time of the sudden load operation in the control circuit of drawing 5; and the relation of the amount of discharge flow.

[Drawing 9] It is drawing showing aging of the discharge pressure of the hydraulic pump in drawing 8.

### [Description of Notations]

1 ... Engine 21 25 ... Comparator

2 ... Variable-capacity mold hydraulic pump 22 ... Timer

3 ... Boom cylinder 23 26 ... Switch

4 ... Actuation valve 24 ... Power source

5...2-step relief valve 27 ... Reduction torque generator

5a ... Cylinder for setting pressure 28 ... Convention torque generator

6 ... Control pressure pump

7 ... Relief valve

8 ... Capacity control unit

8a ... Servo valve

8b ... Servo cylinder

10 ... Absorption torque control valve

10a ... Solenoid

12 ... Power source

13 ... Solenoid type closing motion valve

15 ... Tank

17 ... Cut-off canceling switch

18 ... Discharge-pressure detector

19 ... Controller

20 ... Monitor

---

[Translation done.]

## \* NOTICES \*

JPO and NCIPi are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

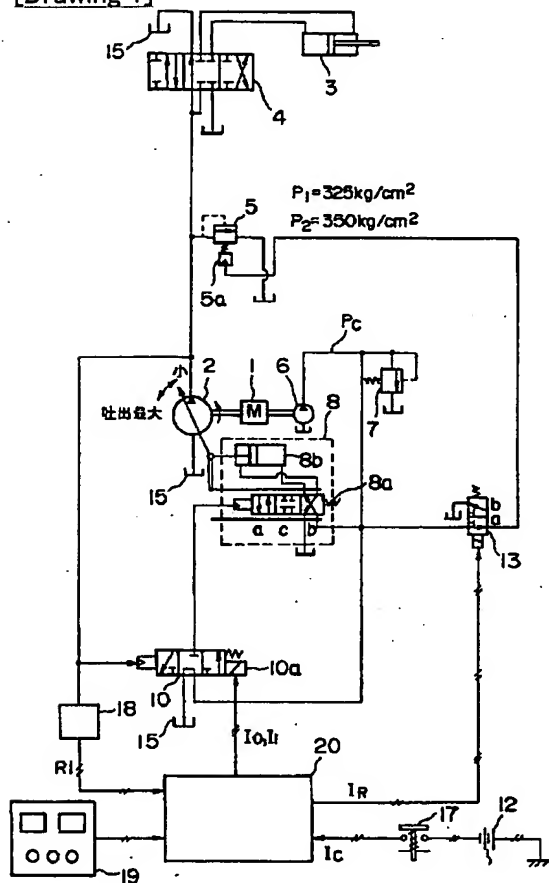
1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.

2.\*\*\* shows the word which can not be translated.

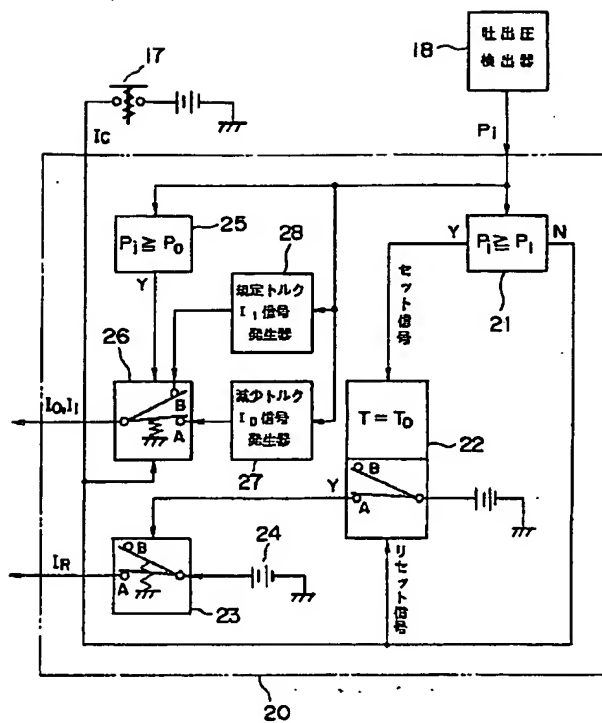
3.In the drawings, any words are not translated.

## DRAWINGS

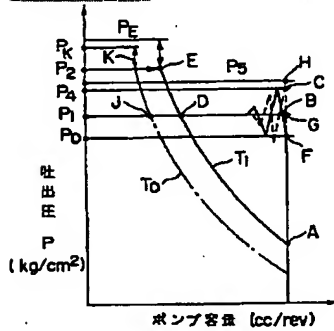
[Drawing 1]



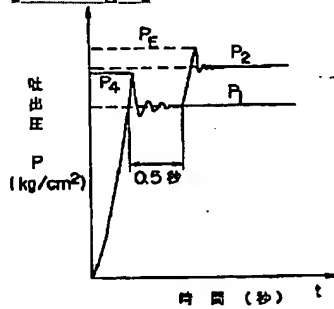
[Drawing 2]



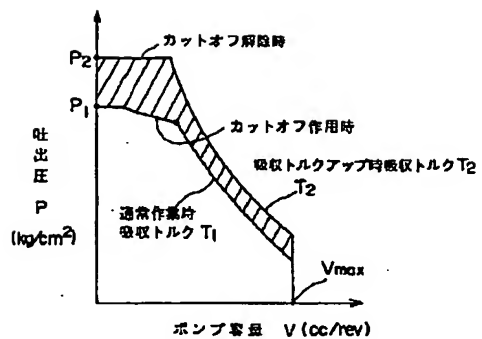
[Drawing\_3]



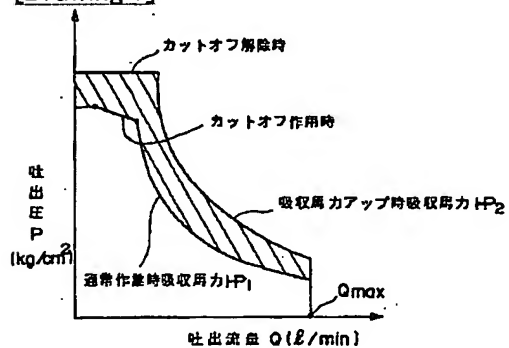
[Drawing\_4]



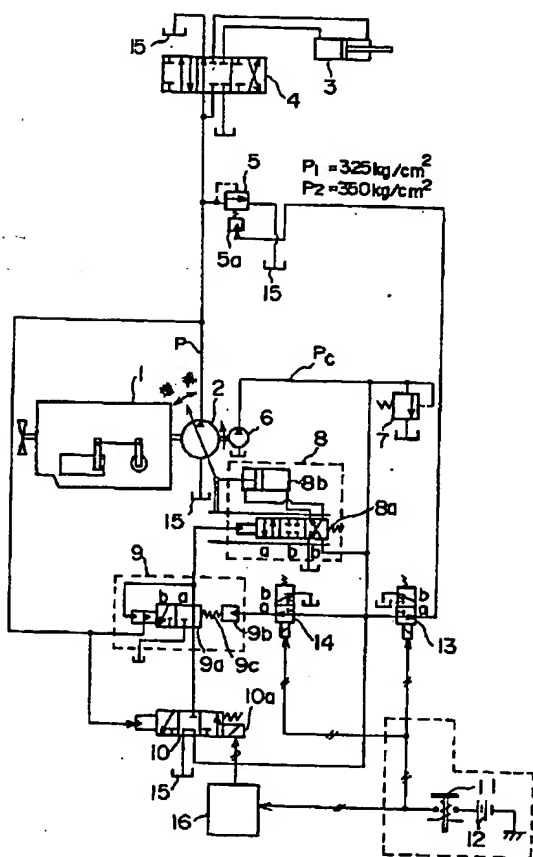
**[Drawing 6]**



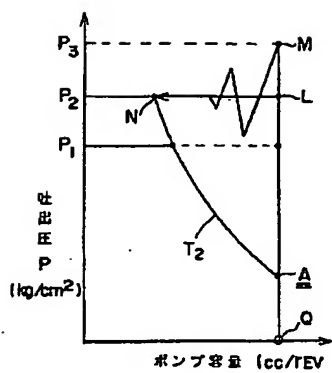
[Drawing 7]



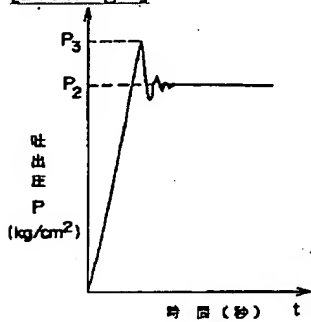
[Drawing 5]



[Drawing 8]



[Drawing 9]



[Translation done.]

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平7-139511

(43) 公開日 平成7年(1995)5月30日

(51) Int.Cl.<sup>6</sup>

識別記号

庁内整理番号

F I

技術表示箇所

F 1 5 B 11/028

E 0 2 F 3/43

9/20

K

C

8512-3H

F 1 5 B 11/ 02

G

8512-3H

11/ 00

C

審査請求 未請求 請求項の数 8 F D (全 9 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号

特願平5-307254

(22) 出願日

平成5年(1993)11月12日

(71) 出願人 000001236

株式会社小松製作所

東京都港区赤坂二丁目3番6号

(72) 発明者 柳澤 正和

大阪府枚方市上野3-1-1 株式会社小

松製作所大阪工場内

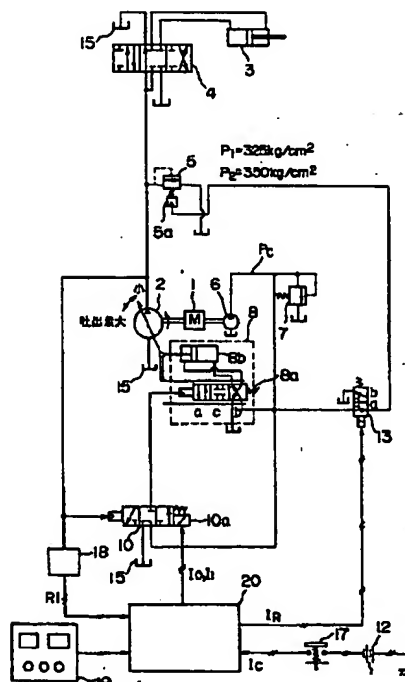
(74) 代理人 弁理士 橋爪 良彦

(54) 【発明の名称】 油圧回路の自動順次昇圧システム

(57) 【要約】

過負荷が作用したとき、先ず二段安全弁の第一設定圧でリリーフさせ、所定時間後に油圧ポンプの吐出量を減少させてから第一設定圧より高压の第二設定圧でリリーフさせるようにして、リリーフ時のピーク圧を減少して油圧機器の耐久性を向上させる。

【構成】 コントローラは吐出圧検出器から第一設定圧信号を入力してから所定時間後に、油圧ポンプの吐出量が減少した時点で設定圧切換器に第一設定圧より高い第二設定圧信号を出力して、安全弁の設定圧を順次昇圧させるように制御する。



## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 油圧回路の最高圧を複数段に設定する安全弁と、この安全弁が所定の設定圧において連続してリリースした時間を検出するリリース作動時間検出器と、このリリース作動時間検出器が低圧側の設定圧で所定時間リリースしたことを検出した後、順次高圧側の設定圧に切替える設定圧切換手段とよりなることを特徴とする油圧回路の自動順次昇圧システム。

【請求項2】 アクチュエータを駆動するための可変容量型油圧ポンプと、この油圧ポンプの容量制御装置と、この容量制御装置の制御圧源と、前記油圧ポンプの吐出圧検出器と、この吐出圧検出器により検出される油圧ポンプの吐出圧に対して油圧ポンプの容量が一義的に決まる単調減少関数となるように、前記制御圧源の元圧を減圧して前記容量制御装置に供給する吸収トルク制御弁と、前記油圧ポンプの最高圧を二段階に設定する二段安全弁と、この二段安全弁の設定圧切換器と、この設定圧切換器に供給する切換信号を制御するコントローラとよりなる油圧回路の制御装置において、前記コントローラは吐出圧検出器から第一設定圧信号を入力してから所定時間後に、設定圧切換器に第一設定圧より高い第二設定圧設定信号を出力することを特徴とする油圧回路の自動順次昇圧システム。

【請求項3】 アクチュエータを駆動するための可変容量型油圧ポンプと、この油圧ポンプの容量制御装置と、この容量制御装置の制御圧源と、前記油圧ポンプの吐出圧検出器と、所定の吸収トルク信号においては、この吐出圧検出器により検出される油圧ポンプの吐出圧に対して油圧ポンプの容量が一義的に決まる第一の吸収トルク曲線が単調減少関数となり、前記所定の吸収トルク信号を切り換えることにより油圧ポンプの同一吐出圧に対して前記第一の吸収トルク曲線における容量より所定量小さい容量で、一義的に決まる第二の吸収トルク曲線が単調減少関数となるように、前記制御圧源の元圧を減圧して前記容量制御装置に供給する吸収トルク制御弁と、前記油圧ポンプの最高設定圧を二段階に設定する二段安全弁と、この二段安全弁の設定圧切換器と、前記吸収トルク制御弁のソレノイドと二段安全弁の設定圧切換器とに供給する切換信号を制御するコントローラとよりなる油圧回路の制御装置において、前記コントローラは吐出圧検出器から第一最高設定圧以下の圧力信号を入力したとき、前記第一の吸収トルク曲線を描く規定吸収トルク信号を、第二の吸収トルク曲線を描く減少吸収トルク信号へ切り換えると共に、第一設定圧の圧力信号を入力したとき、所定時間後にこのコントローラから設定圧切換器に第一設定圧より高い第二設定圧設定信号を出力することを特徴とする油圧回路の自動順次昇圧システム。

【請求項4】 前記減少吸収トルク信号を解除して規定吸収トルク信号に復帰させるための解除スイッチと、この解除スイッチからの解除信号を前記コントローラが入

力している間、このコントローラから前記吸収トルク制御弁のソレノイドに、減少吸収トルク信号を解除して規定吸収トルク信号を出力することを特徴とする請求項3の油圧回路の自動順次昇圧システム。

【請求項5】 前記単調減少関数は油圧ポンプの容量と油圧ポンプの吐出圧との積が一定である請求項2の油圧回路の自動順次昇圧システム。

【請求項6】 前記二つの単調減少関数は油圧回路の容量と油圧ポンプの吐出圧との積が一定である請求項3の油圧回路の自動順次昇圧システム。

【請求項7】 前記吐出圧検出器により検出される油圧ポンプの吐出圧に対して、油圧ポンプの吐出流量が一義的に決まる馬力曲線が単調減少関数となるように、前記制御圧源の元圧を減圧して前記容量制御装置に供給する請求項2の油圧回路の自動順次昇圧システム。

【請求項8】 前記油圧ポンプの吸収トルク制御弁のソレノイドに供給する所定の吸収トルク信号においては、前記油圧ポンプの吐出圧に対して、吐出流量が一義的に決まる第一の馬力曲線が単調減少関数となり、前記所定の吸収トルク信号を切り換えることにより油圧ポンプの同一吐出圧に対して前記第一の馬力曲線における吐出流量より所定量小さい吐出流量で、一義的に決まる第二の馬力曲線が単調減少関数となるように、前記制御圧源の元圧を減圧して前記容量制御装置に供給する請求項3の油圧回路の自動順次昇圧システム。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【産業上の利用分野】 本発明は作業中にアクチュエータに過負荷が作用したとき、先ず安全弁を第一設定圧でリリースさせ、所定時間後に第一設定圧より高い第二設定圧でリリースさせて、リリース時のピーク圧を減少させるようにした油圧回路の自動順次昇圧システムに関し、特に、作業中にアクチュエータに過負荷が作用したとき、先ず安全弁を第一設定圧でリリースさせ、所定時間後に油圧ポンプの吐出量を減少させてから第一設定圧より高い第二設定圧でリリースさせるようにして、油圧エネルギーを減少させてからリリースさせることにより、リリース時のピーク圧を減少して油圧機器の耐久性を向上させるようにした油圧回路の自動順次昇圧システムに関する。

## 【0002】

【従来の技術】 図5～図9は従来の技術を示す図で、図5は従来の技術（特願平4-40519）における油圧ショベルの制御回路を示す図、図6は図5の制御回路における油圧ポンプの吐出圧と容量との関係を示す図、図7は図5の制御回路における油圧ポンプの吐出圧と吐出流量の関係を示す図、図8は図5の制御回路における急負荷作用時の油圧ポンプの吐出圧とポンプ容量との関係を示す図、図9は図8における油圧ポンプの吐出圧の経時変化を示す図である。

3

【0003】次に、図5における制御回路について説明する。1はエンジン、2はエンジン1により駆動される可変容量型油圧ポンプ、3はアクチュエータの一つであるブームシリンダ、4はブームシリンダ3を制御するための操作弁、5は油圧ポンプ2の吐出圧の最高値を規定する二段安全弁、5aは二段安全弁5の圧力設定用シリンダ、6はエンジン1により駆動される制御圧ポンプ、7は制御圧ポンプ6の吐出圧を一定に保持するためのリリーフ弁である。また、8はサーボ弁8aとサーボシリンダ8bよりなる油圧ポンプ容量制御装置、9は二段安全弁5が作動する前に油圧ポンプ2の吐出圧の最高値を規定するカットオフ弁、10は油圧ポンプ2の吸収トルク制御弁、10aはその入力信号に応じて吸収トルク制御弁10の吸収トルクを変更するソレノイド、11は掘削力アップ押しボタン、12は電源、13、14はソレノイド式開閉弁、15はタンクである。

【0004】前記従来の技術において緩慢な負荷が作用するときの作業について図6、および図7により説明する。油圧ショベルが規定の掘削力により通常の掘削作業をする場合には、電源12の電圧がソレノイド式開閉弁13、14のソレノイドに印加されないため、ソレノイド式開閉弁13、14はそれぞれのb位置に操作される。従って、制御圧ポンプ6のリリーフ弁7により一定に保持された制御元圧 $P_c$ は、二段安全弁5およびカットオフ弁9それぞれの圧力設定用シリンダ5a、9bに供給されないため、二段安全弁5は $P_1$ （例えば $3.25 \text{ kg/cm}^2$ ）に設定されると共に、カットオフ弁9は $P_1$ より低いカットオフ圧でb位置に切り換わり油圧ポンプの吐出圧がカットオフされる。

【0005】また、前記制御圧ポンプ6の一定に保持された制御元圧 $P_c$ は吸収トルク制御弁10により、油圧ポンプ2の吐出圧 $P$ と、ソレノイド10aに出力されるコントローラ16内の図示しない吸収トルク設定器からの設定信号とにより、図6に示すように油圧ポンプ2の吸収トルク $T_1$ （ $P$ をポンプの吐出圧、 $V$ を油圧ポンプの固有容積、 $T$ を油圧ポンプの吸収トルク、 $k$ を比例定数とすると、 $T=kPV$ ）が一定となるように減圧して、カットオフ弁9を介して油圧ポンプ2の容量制御装置8のサーボ弁8aのパイロットシリンダに作用される。従って、このパイロットシリンダに作用するパイロット圧に応じてサーボ弁8aが操作され、このサーボ弁8aの操作量に応じて減圧される制御圧ポンプ6の制御元圧 $P_c$ をサーボシリンダ8bに供給して油圧ポンプ2の容量が制御される。

【0006】また、カットオフ弁9はこのカットオフ弁9の下流圧と油圧ポンプ2の吐出圧との和に応じて、吸収トルク制御弁10の出力圧を減圧して油圧ポンプ2の容量制御装置8のサーボ弁8aのパイロットシリンダに供給する。従って、図6に示されるポンプ吐出圧 $P$ —ポンプ容量 $V$ 曲線上でポンプ吐出圧 $P$ が上昇すると、油圧

4

ポンプの吸収トルク $T_1$ 曲線に沿って制御され、油圧ポンプの吐出圧 $P$ が二段安全弁5の設定圧 $P_1$ より少し低いカットオフ圧に達すると、カットオフ弁9はb位置に切り換わり吐出圧 $P$ のカットオフが作用して二段安全弁5が設定圧 $P_1$ まで上昇した状態で油圧ショベル作業が行われる。

【0007】また、前記油圧ポンプ2の吸収トルク $T=kPV$ —一定の関係式において、両辺にエンジン回転数 $N$ を乗じると、 $TN=kPVN$ —一定なる関係式が得られるが、 $TN=HP$ は油圧ポンプの吸収馬力、 $VN=Q$ は油圧ポンプの吐出流量であるため、 $K$ を定数とすると $HP=KP \cdot Q$ —一定なる関係式が得られる。即ち、 $P \cdot Q$ —一定となり、 $P$ と $Q$ の関係も図6の油圧ポンプの吸収トルク $T_1$ と同様に図7に $HP_1$ で示すような双曲線となる。

【0008】次に、油圧ショベルによる掘削作業中にオペレータが掘削力をアップしたいときには、図5における押しボタン11を押すと、この押しボタン11を押している間、電源12の電圧が設定圧切換器13、カットオフ切換器14のソレノイドに印加されるため、ソレノイド式開閉弁13、14はそれぞれのa位置に操作される。従って、制御圧ポンプ6のリリーフ弁7により一定に保持された制御元圧 $P_c$ を、二段安全弁5およびカットオフ弁9それぞれの圧力設定用シリンダ5a、9bに供給するため、二段安全弁5の設定圧は、 $P_1$ （例えば $3.25 \text{ kg/cm}^2$ ）から $P_2$ （例えば $3.50 \text{ kg/cm}^2$ ）に上昇すると共に、カットオフ弁9はばね9cを介してa位置に切り換わりカットオフ機能が解除される。

【0009】また、前記制御圧ポンプ6の一定に保持された制御元圧 $P_c$ は吸収トルク制御弁10により、油圧ポンプ2の吐出圧 $P$ と、ソレノイド10aに出力されるコントローラ16内の図示しない吸収トルク設定器からの設定信号とにより、図6に示すような油圧ポンプ2の吸収トルク $T_2$ が一定となるように減圧して、カットオフ弁9を介して油圧ポンプ2の容量制御装置8のサーボ弁8aのパイロットシリンダに作用するため、このパイロットシリンダに作用するパイロット圧に応じてサーボ弁8aが操作され、このサーボ弁8aの操作量に応じて減圧される制御圧ポンプ6の制御元圧 $P_c$ をサーボシリンダ8bに供給して油圧ポンプ2の容量が制御される。

【0010】このように、オペレータが掘削力をアップするために押しボタン11を押すことによってカットオフ弁9がa位置に切り換わると、カットオフ弁9のカットオフ機能が解除されると共に、二段安全弁5の設定圧は $P_1$ から $P_2$ まで上昇するため、図6に示されるポンプ吐出圧 $P$ —ポンプ容量 $V$ 曲線上で設定圧 $P_2$ まで油圧ポンプの吸収トルク $T_2$ （ $=kPV$ ）が一定となるように制御される。また、油圧ポンプの吐出圧 $P$ と吐出流量 $Q$ の関係も図6の油圧ポンプの吸収トルク $T_2$ と同様に

5

図7にHP<sub>1</sub>で示すような双曲線となる。従って、押しボタン11を押している間は、図6における斜線部の面積に比例するトルク、あるいは図7における斜線部の面積に比例する馬力が増加するため、例えば掘削作業においては押しボタン11を押せば油圧ポンプの吐出量Q（作業機速度）の全範囲における吐出圧P（掘削力）を上昇させて作業能率の向上を図ることができる。

【0011】

【発明が解決しようとする課題】しかしながら、前記従来の技術においては、図7における斜線部分内の馬力が使用可能となり、作業機速度全域において作業機力をアップできるため、作業効率を向上させることができる一方、安全弁の設定圧がP<sub>1</sub>からP<sub>2</sub>に切り換えられるため、油圧ポンプの吐出量Qが大きい（掘削速度が早い）範囲における作業において急負荷が作用して設定圧P<sub>2</sub>でリリーフするとき、大きなピーク圧が発生して油圧機器の寿命を低下させると共に、騒音も大きくなりオペレータの作業環境を悪化させる問題があった。このことを図8について説明するとポンプ容量Vが最大のQ-A間で作業しているとき、油圧ショベルのバケットが大きな石に衝突して急激な過負荷が作用すると、油圧ポンプ容量Vは吸収トルクカーブT<sub>1</sub>上を経てA点からN点に移動するのではなく、油圧ポンプ容量VはQ点の最大容量のままで圧力はA点からP<sub>1</sub>のL点まで上昇し、二段安全弁5でリリーフしながらピーク圧M点まで上昇した後、N点まで移動するようになる。即ち、油圧ポンプ2が最大容量で、かつ最大吐出圧の状態（最大エネルギー状態）でリリーフするため、ピーク圧P<sub>2</sub>も大きく前記のような問題が発生していた。なお、図9は図8における油圧ポンプ2の吐出圧Pがピーク圧P<sub>2</sub>（M点）まで上昇した後、N点まで移動する間の経時変化を示す図である。

【0012】

【課題を解決するための手段】本発明は前記従来の技術における課題を解決するためになされたもので、油圧回路の最高圧を複数段に設定する安全弁と、この安全弁が所定の設定圧において連続してリリーフした時間を検出するリリーフ作動時間検出器と、このリリーフ作動時間検出器が低圧側の設定圧で所定時間リリーフしたことを検出した後、順次高圧側の設定圧に切換える設定圧切換手段とより構成し、特に、アクチュエータを駆動するための可変容量型油圧ポンプと、この油圧ポンプの容量制御装置と、この容量制御装置の制御圧源と、前記油圧ポンプの吐出圧検出器と、この吐出圧検出器により検出される油圧ポンプの吐出圧に対して油圧ポンプの容量が一義的に決まる単調減少関数となるように、前記制御圧源の元圧を減圧して前記容量制御装置に供給する吸収トルク制御弁と、前記油圧ポンプの最高圧を二段階に設定する二段安全弁と、この二段安全弁の設定圧切換器と、この設定圧切換器に供給する切換信号を制御するコントロ

6

ーラとよりなる油圧回路の制御装置において、前記コントローラは吐出圧検出器から第一設定圧信号を入力してから所定時間後に、設定圧切換器に第一設定圧より高い第二設定圧設定信号を出力するように構成した。前記単調減少関数は油圧ポンプの容量と油圧ポンプの吐出圧との積が一定である関係でもよい。

【0013】また、アクチュエータを駆動するための可変容量型油圧ポンプと、この油圧ポンプの容量制御装置と、この容量制御装置の制御圧源と、前記油圧ポンプの吐出圧検出器と、所定の吸収トルク信号においては、この吐出圧検出器により検出される油圧ポンプの吐出圧に対して油圧ポンプの容量が一義的に決まる第一の吸収トルク曲線が単調減少関数となり、前記所定の吸収トルク信号を切り換えることにより油圧ポンプの同一吐出圧に対して前記第一の吸収トルク曲線における容量より所定量小さい容量で、一義的に決まる第二の吸収トルク曲線が単調減少関数となるように、前記制御圧源の元圧を減圧して前記容量制御装置に供給する吸収トルク制御弁と、前記油圧ポンプの最高設定圧を二段階に設定する二段安全弁と、この二段安全弁の設定圧切換器と、前記吸収トルク制御弁のソレノイドと二段安全弁の設定圧切換器とに供給する切換信号を制御するコントローラとよりなる油圧回路の制御装置において、前記コントローラは吐出圧検出器から第一最高設定圧以下の圧力信号を入力したとき、前記第一の吸収トルク曲線を描く規定吸収トルク信号を、第二の吸収トルク曲線を描く減少吸収トルク信号へ切り換えると共に、第一設定圧の圧力信号を入力したとき、所定時間後にこのコントローラから設定圧切換器に第一設定圧より高い第二設定圧設定信号を出力するように構成した。前記二つの各単調減少関数は油圧ポンプの容量と油圧ポンプの吐出圧との積が一定である関係でもよい。

【0014】前記減少吸収トルク信号を解除して規定吸収トルク信号に復帰させるための解除スイッチと、この解除スイッチからの解除信号を前記コントローラが入力している間、このコントローラから前記吸収トルク制御弁のソレノイドに、減少吸収トルク信号を解除して規定吸収トルク信号を出力するように構成してもよい。

【0015】前記吐出圧検出器により検出される油圧ポンプの吐出圧に対して、油圧ポンプの吐出流量が一義的に決まる馬力曲線が単調減少関数となるように、また、前記油圧ポンプの吸収トルク制御弁のソレノイドに供給する所定の吸収トルク信号においては、前記油圧ポンプの吐出圧に対して、吐出流量が一義的に決まる第一の馬力曲線が単調減少関数となり、前記所定の吸収トルク信号を切り換えることにより油圧ポンプの同一吐出圧に対して前記第一の馬力曲線における吐出流量より所定量小さい吐出流量で、一義的に決まる第二の馬力曲線が単調減少関数となるように構成してもよい。

【0016】

【作用】次に前記構成の作用について説明する。作業中にアクチュエータに過負荷が作用すると、まず安全弁は低圧側の第一設定圧でリリーフした後、所定時間後にこの第一設定圧より高い第二設定圧でリリーフする。設定圧が三段以上のときには順次高圧側の設定圧でリリーフするため、一度に最高設定圧でリリーフするときに比べて、リリーフ時のピーク圧を大幅に減少させることができる。特に、コントローラが油圧ポンプの吐出圧検出器から第一設定圧信号を入力してから所定時間後に、この第一設定圧より高い第二設定圧信号を設定圧切換器に出力して、二段安全弁の設定圧を昇圧するようにしたので、作業中にアクチュエータに過負荷が作用した場合に、二段安全弁が低い方の第一設定圧で所定時間リリーフしている間に、油圧ポンプの容量は吐出圧に対して単調減少関数となるように、制御圧源の元圧を減圧して容量制御装置に供給する吸収トルク制御弁により制御されているため、油圧ポンプは前記所定時間内に単調減少関数における第一設定圧に対応する容量まで減少する。従って、油圧ポンプに急激な過負荷が作用することにより、油圧ポンプが作業中の大きい容量のまま瞬間的に第一設定圧まで上昇してリリーフを開始しても第一設定圧は第二設定圧よりも低圧であるため、リリーフする油圧エネルギーが減少しているため、ピーク圧を小さく抑えることができる。また、第一設定圧まで上昇してリリーフを開始してから所定時間後に、第一設定圧からそれより高圧の第二設定圧までリリーフ設定圧を上昇させても、油圧ポンプの容量が減少しているためリリーフする油圧エネルギーが減少していると共に、昇圧の時間的な変化率が小さいため、二段安全弁が第二設定圧に昇圧されたときのピーク圧を減少させることができる。

【0017】あるいは、コントローラが油圧ポンプの吐出圧検出器から第一設定圧以下の圧力信号を入力したとき、油圧ポンプの吐出圧-容量座標上で描く第一の吸収トルク曲線より小さい第二の吸収トルク曲線に切り換える減少吸収トルク信号をコントローラから吸収トルク制御弁のソレノイドに出力すると共に、コントローラが吐出圧検出器から第一設定圧信号を入力したとき、所定時間後にこのコントローラから設定圧切換器に第一設定圧より高い第二設定圧信号を出力して二段安全弁の設定圧を昇圧する。

【0018】従って、作業中にアクチュエータに過負荷が作用した場合に、第一設定圧以下の圧力から吸収トルク制御弁により、油圧ポンプの吐出圧-容量曲線上の吸収トルク第一の吸収トルク曲線より小さい第二の吸収トルク曲線に切り換えられると共に、二段安全弁が低い方の第一設定圧で所定時間リリーフしている間に、油圧ポンプは前記第二の吸収トルク曲線上における第一設定圧に対応する容量まで減少する。

【0019】このように、油圧ポンプが第二の吸収トルク曲線における第一設定圧に対応する容量まで減少した

後に、第一設定圧からそれより高圧の第二設定圧までリリーフ設定圧を上昇させても、油圧ポンプの容量が第二の吸収トルク曲線より大きい第一の吸収トルク曲線における第一設定圧に対応する容量で、第一設定圧からそれより高圧の第二設定圧までリリーフ設定圧を上昇させる場合に比べてリリーフする油圧エネルギーがより減少することになり、二段安全弁が第二設定圧に昇圧されたときのピーク圧をより減少させることができる。なお、前記各単調減少関数は、一般には油圧ポンプの容量と吐出圧との積が一定、あるいはそれに近似した関係に設定される。

【0020】また、前記減少吸収トルク信号を解除して規定吸収トルク信号に復帰させるための解除スイッチと、この解除スイッチからの解除信号を前記コントローラが入力している間、このコントローラから前記吸収トルク制御弁のソレノイドに、減少吸収トルク信号を解除して規定吸収トルク信号を出力するように構成すると、作業中に過負荷により前記第二の吸収トルク曲線上の第二設定圧でリリーフしているときに、もう少しスピードを上げて作業したいときには解除スイッチにより第一の吸収トルク曲線上の第二設定圧で作業することができる。

【0021】前記吐出圧検出器により検出される油圧ポンプの吐出圧に対して、油圧ポンプの吐出流量が一義的に決まる馬力曲線、あるいは第一の馬力曲線と第二の馬力曲線が単調減少関数となるように構成すれば、前記油圧ポンプの吸収トルクと同様に油圧ポンプの吸収馬力を所定値に制御することができる。

【0022】

【実施例】以下、本発明の実施例を添付図面により詳述する。図1～図4は本発明の実施例を示す図で、前記従来の技術と共通の構成要素には同一符号を付し、その構成および作用の説明は省略する。図1は本発明の実施例における油圧ショベルの制御回路を示す図、図2は図1の制御回路におけるコントローラの詳細を示す図、図3は図1の制御回路における油圧ポンプの吐出圧Pとポンプ容量Vとの関係を示す図、図4は図3の急負荷が作用した場合における油圧ポンプの吐出圧Pの経時変化を示す図である。

【0023】次に、図1における油圧制御回路について説明する。図1は図5に示す従来の技術に対し、カットオフ弁9関係の要素、押しボタン11、およびコントローラ16を省略し、カットオフ解除スイッチ17、吐出圧検出器18、モニター19、コントローラ20を追加する以外は図5と同じである。図1においてコントローラ20は、吐出圧検出器18からの吐出圧信号Piと、モニター20から重掘削作業、掘削作業等の作業モード信号と、カットオフ解除スイッチ17からのカットオフ解除信号ICを入力してトルク可変弁10のソレノイド10aに減少トルク信号I0、または規定トルク信号I

1を、ソレノイド式開閉弁13のソレノイドに昇圧信号IRを出力する。

【0024】図2はコントローラ20の詳細を示す図で、21は比較器で、吐出圧検出器18からの吐出圧信号Piを例えば設定圧P2=350kg/cm<sup>2</sup>と比較してPi≥P2となるとYES信号「Y」を出力し、そうでないときはNO信号「N」を出力する。22はタイマーで、比較器21からのYES信号「Y」を入力してから例えばTi=0.5秒後にYES信号「Y」を出力し、比較器21からのNO信号「N」が入力されるとリセットされる。23はスイッチで、タイマー22からのYES信号「Y」を入力すると、電源24から二段安全弁5をP2=350kg/cm<sup>2</sup>に設定するための昇圧信号IRをソレノイド式開閉弁13に出力し、タイマー22からのYES信号「Y」が入力しないときには昇圧信号IRをカットする。25は比較器で、吐出圧検出器18からの吐出圧信号Piを例えばP0=315kg/cm<sup>2</sup>と比較し、Pi≥P0のときYES信号「Y」を出力する。

【0025】26はスイッチで、比較器25のYES信号「Y」を入力したとき、減少トルク信号発生器27から減少トルク信号I0を吸収トルク制御弁10のソレノイド10aに出力し、比較器21からのNO信号「N」、またはカットオフ解除スイッチ11からのカットオフ解除信号ICが入力するとき、規定トルク信号発生器28から規定トルク信号I1を吸収トルク制御弁10のソレノイド10aに出力する。前記減少トルク信号発生器27が出力する減少トルク信号I0は吐出圧信号Piを入力して、吐出圧Pとポンプ容量Vとの積が図3に示す減少トルク曲線T0=一定となるような値であり、規定トルク信号発生器28が出力する規定トルク信号I1は吐出圧信号Piを入力して、吐出圧Pとポンプ容量Vとの積が図3に示す規定トルク曲線T1=一定となるような値である。

【0026】次に、図1および図2の作用について図3と共に説明する。吐出圧検出器18により油圧ポンプ2の吐出圧Pを検出し、吐出圧信号Piをコントローラ20に出力すると、比較器21でP2=350kg/cm<sup>2</sup>と比較され、吐出圧Pが350kg/cm<sup>2</sup>より低圧であると、「N」信号をタイマー22とスイッチ26に出力して、タイマー22をリセットすると共に、スイッチ26から規定トルク信号発生器27の規定トルク信号I1を出力するように切り換える。従って、油圧ポンプ2は図3における規定トルク曲線T1上で作動する。

【0027】例えば、油圧ポンプ2が図3の油圧力がA点までの最大ポンプ容量で掘削作業しているときに、バケットが大きな石等に当たり急負荷が作用すると、規定トルク曲線T1上を經由してD点に達してリリーフするのではなく、瞬間的にはF点を經由してB点においてP1=325kg/cm<sup>2</sup>でリリーフを開始する。また、

F点では吐出圧PがP0=315kg/cm<sup>2</sup>となるため、この比較器25の出力する信号「Y」により減少トルク発生器27からスイッチ26を經由して減少トルク信号I0がトルク可変弁10のソレノイド10aに出力される。従って、前記瞬間的にB点に達した吐出圧Pは設定圧P1=325kg/cm<sup>2</sup>でリリーフしながらピーク圧P4となるC点、D点を經由してJ点まで移動する。

【0028】前記B点からJ点に至る時間は0.5秒より少なく設定されているため、吐出圧Pが設定圧P1=325kg/cm<sup>2</sup>に達してから0.5秒後にタイマー22からスイッチ23に「Y」信号が入力して、コントローラ20から二段安全弁5をP2=350kg/cm<sup>2</sup>に設定するための昇圧信号IRがソレノイド式開閉弁13に出力されると、制御圧源の元圧PC kg/cm<sup>2</sup>が二段安全弁5の圧力設定用シリンダ5aに供給されるため、二段安全弁5は350kg/cm<sup>2</sup>に設定される。従って、図3において、J点から設定圧P2=350kg/cm<sup>2</sup>のK点でリリーフしながらピーク圧PKまで上昇して圧力振動した後K点でリリーフ状態となるが、この状態ではポンプの吐出量が低下することにより油圧エネルギーが減少しているため、図8に示すピーク圧P3に比較すれば極めて低いピーク圧となる。

【0029】このように、K点でリリーフ状態のときにカットオフ解除スイッチ17を押すと、このカットオフ解除スイッチ17を押している間、スイッチ26にカットオフ解除信号ICが作用するため、規定トルク信号発生器28からスイッチ26を經由して規定トルク信号I1が吸収トルク制御弁10のソレノイド10aに出力される。従って、図3において、設定圧P2=350kg/cm<sup>2</sup>でリリーフしながらK点からE点に移動するため、ピーク圧PEが発生するがバケットが可動状態になれば掘削速度を上げて作業能率を向上させることができる。カットオフ解除スイッチ11から手を離せば設定圧P2=350kg/cm<sup>2</sup>でリリーフしながらE点からK点に戻り、リリーフロスを低減することができる。なお、図3においては油圧ポンプの吐出圧Pとポンプ容量Vとの積が一定となる関係に制御されるが、このP・V=一定の双曲線に複数の直線で近似される単調減少関数であってもよい。図4は図3におけるピーク圧Piと、Piの経時変化の様子を示す図である。

【0030】以上、図1～図4に示す実施例では、図3においてP=P0となるF点からポンプの吸収トルクを規定吸収トルクT1から減少吸収トルクT0に減少させるように制御したが、規定吸収トルクT1のままで同様な制御を行えばA点からG点でP1=325kg/cm<sup>2</sup>でリリーフしながらピーク圧P5となるH点を經由してD点まで移動し、昇圧信号PCによりP2=350kg/cm<sup>2</sup>となるE点に移動するとピーク圧PEが発生する。このピーク圧PEはリリーフする油圧エネルギー

## 11

が前記実施例より大きいため前記ピーク圧PIより高くなる。また、油圧ポンプの吐出圧Pを検出して、 $P \cdot V = \text{一定}$ となるようにポンプ容量Vを制御するポンプの吸収トルク $T = \text{一定}$ 制御であるが、ポンプ2の回転数Nを検出して、この回転数信号Niをコントローラ20に出力することにより、従来の技術を示す図6と図7との関係と同様に、ポンプの吸収馬力HP= $\text{一定}$ 制御をすることも可能である。

【0031】

【発明の効果】本発明は以上の通り構成したので次のような効果がある。

(1) 作業中にアクチュエータに過負荷が作用したとき、安全弁が低圧側から高圧側の設定圧に所定時間毎に切り換わるため、一度に最高設定圧でリリーフするときに比べてリリーフ時のピーク圧を大幅に減少させることができ、油圧機器の耐久性を向上させると共に、騒音を低減して作業環境を向上させることができる。

(2) 特に、作業中にアクチュエータに過負荷が作用した場合に、二段安全弁の第一設定圧でリリーフを開始してから、所定時間後に油圧ポンプの容量が減少した後、第一設定圧より高い第二設定圧に昇圧してもリリーフする油圧エネルギーが減少しているため、リリーフ時のピーク圧を減少させて油圧機器の耐久性を向上させると共に、騒音を低減して作業環境を向上させる効果が著しい。

(3) 作業中にアクチュエータに過負荷が作用した場合に、二段安全弁の第一設定圧以下の吐出圧から油圧ポンプの吸収トルク、または吸収馬力を所定量減少させれば、二段安全弁の第一設定圧でリリーフを開始してから、所定時間後に油圧ポンプの容量が更に減少するため、第一設定圧より高い第二設定圧に昇圧してもリリーフする油圧エネルギーが更に減少することになり、リリーフ時のピーク圧を減少させて油圧機器の耐久性を向上させると共に、騒音を低減して作業環境を向上させる効果が更に著しい。

(4) 作業中にアクチュエータに過負荷が作用した場合に、第一の吸収トルク曲線、または吸収馬力曲線より大きい第二の吸収トルク曲線、または吸収馬力曲線上の第二設定圧でリリーフしているときに、もう少しスピードを上げて作業したい場合には第一の吸収トルク曲線、または吸収馬力曲線で作業を解除するための解除スイッチを操作すれば、その操作中は第二の吸収トルク曲線、または吸収馬力曲線上の第二設定圧で作業することができるため作業効率を向上させることができる。

【図面の簡単な説明】

## 12

【図1】本発明の実施例における油圧ショベルの制御回路を示す図である。

【図2】図1の制御回路におけるコントローラの詳細を示す図である。

【図3】図1の制御回路における油圧ポンプの吐出圧Pとポンプ容量との関係を示す図である。

【図4】図3における油圧ポンプの吐出圧Pの経時変化を示す図である。

【図5】従来の技術（特願平4-40519）における油圧ショベルの制御回路を示す図である。

【図6】図5の制御回路における油圧ポンプの吐出圧と容量との関係を示す図である。

【図7】図5の制御回路における油圧ポンプの吐出圧とポンプ容量との関係を示す図である。

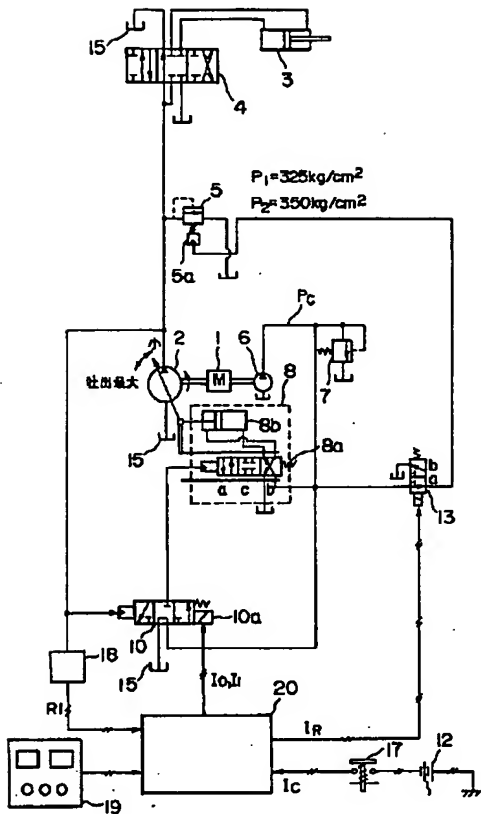
【図8】図5の制御回路における急負荷作用時の油圧ポンプの吐出圧と吐出流量の関係を示す図である。

【図9】図8における油圧ポンプの吐出圧の経時変化を示す図である。

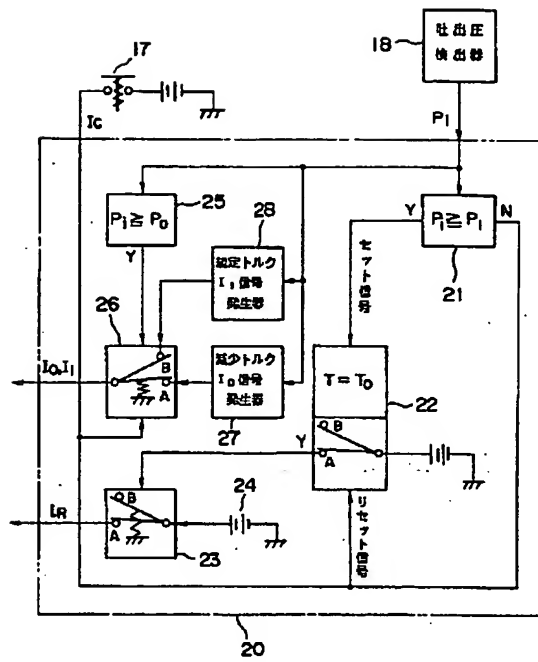
【符号の説明】

1・・・エンジン	21, 25
・・・比較器	
2・・・可変容量型油圧ポンプ	22・・・
タイマー	
3・・・ブームシリンダ	23, 26
・・・スイッチ	
4・・・操作弁	24・・・
電源	
5・・・二段安全弁	27・・・
減少トルク発生器	
30 5a・・・圧力設定用シリンダ	28・・・
規定トルク発生器	
6・・・制御圧ポンプ	
7・・・リリーフ弁	
8・・・容量制御装置	
8a・・・サーボ弁	
8b・・・サーボシリンダ	
10・・・吸収トルク制御弁	
10a・・・ソレノイド	
12・・・電源	
40 13・・・ソレノイド式開閉弁	
15・・・タンク	
17・・・カットオフ解除スイッチ	
18・・・吐出圧検出器	
19・・・コントローラ	
20・・・モニター	

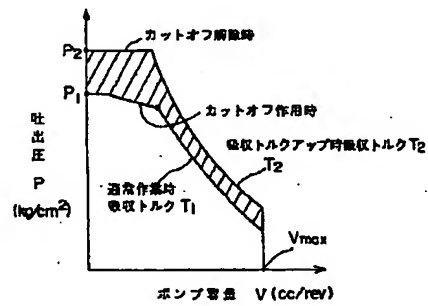
【図1】



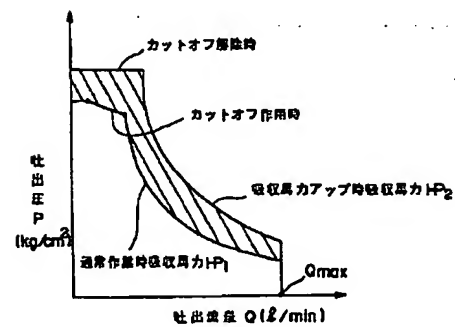
【図2】



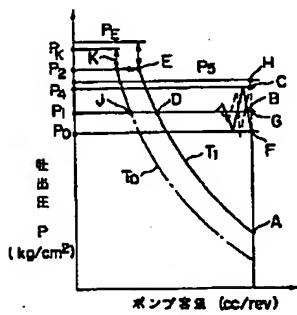
【図6】



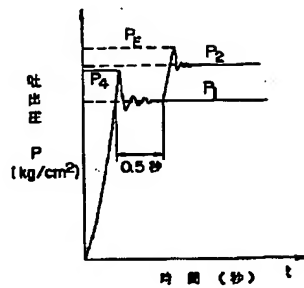
【図7】



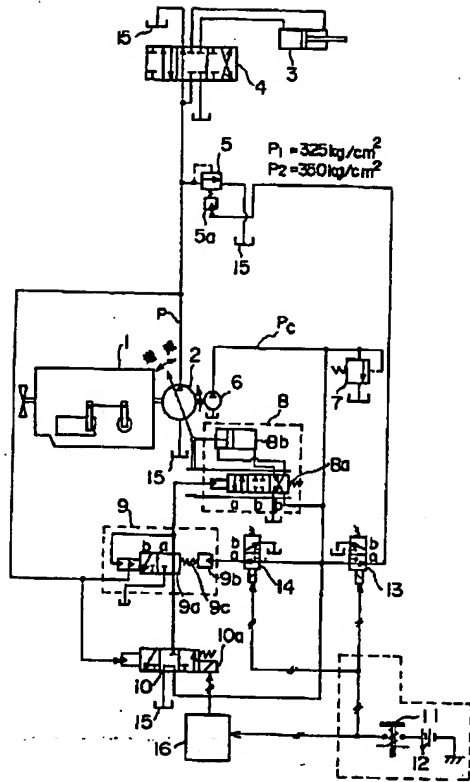
【図3】



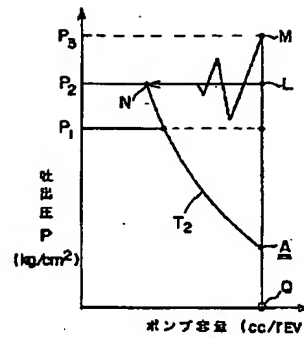
【図4】



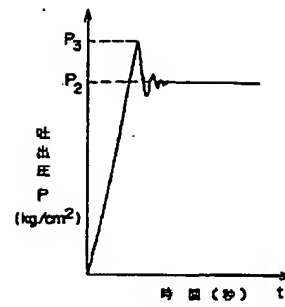
【図5】



【図8】



【図9】



フロントページの続き

(51) Int. Cl. 6

識別記号

庁内整理番号

F I

技術表示箇所

F 1 5 B 11/00